

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **01058861 A**(43) Date of publication of application: **06.03.89**

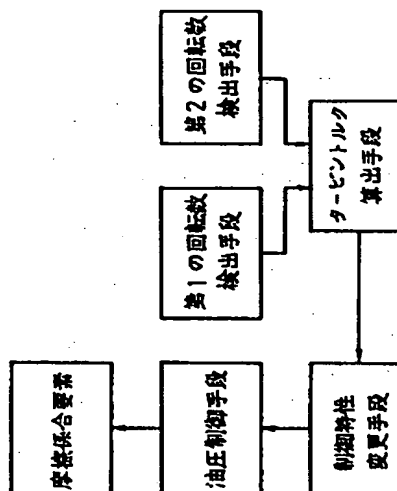
(51) Int. Cl.

**F16H 47/06****F16H 5/40****F16H 45/02**(21) Application number: **62214393**(22) Date of filing: **28.08.87**(71) Applicant: **MAZDA MOTOR CORP**(72) Inventor: **FUJIWARA TAKUJI  
MISHIMA HIDEHIKO****(54) HYDRAULIC CONTROLLER FOR AUTOMATIC  
TRANSMISSION****(57) Abstract:**

**PURPOSE:** To perform proper shift operation without entailing a large shift shock by varying working hydraulic pressure to be fed to a frictional engaging element according to the generated torque of a turbine runner.

**CONSTITUTION:** Generated torque out of a turbine runner of a torque converter is calculated by a calculating device on the basis of engine speed and revolution speed of the turbine runner to be detected by both first and second speed detecting devices. According to this calculation, a control characteristic altering device alters a control characteristic in working hydraulic pressure supply to a frictional engaging device or a clutch brake of a shift mechanism through a hydraulic control device. With this constitution, smooth shift operation is performed without entailing a large shift shock, while working hydraulic pressure for holding a frictional engaging element in a state after the engaging state is selected can be set to the irreducible minimum. Therefore driving load on an oil pump is also reduced, thus improvement in fuel consumption is well promotable.

COPYRIGHT: (C)1989,JPO&amp;Japio



## ⑫ 公開特許公報(A)

昭64-58861

⑬ Int.Cl.<sup>4</sup>F 16 H 47/06  
5/40  
45/02

識別記号

庁内整理番号

F-8312-3J  
Z-7331-3J  
P-8312-3J

⑭ 公開 昭和64年(1989)3月6日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全12頁)

⑮ 発明の名称 自動変速機の油圧制御装置

⑯ 特 願 昭62-214393

⑰ 出 願 昭62(1987)8月28日

⑱ 発 明 者 藤 原 卓 治 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
⑲ 発 明 者 三 島 英 彦 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ株式会社内  
⑳ 出 願 人 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号  
㉑ 代 理 人 弁理士 神原 貞昭

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

自動変速機の油圧制御装置

## 2. 特許請求の範囲

自動変速機における変速動作を行う摩擦係合要素と、該摩擦係合要素に予め定められた制御特性に従って作動油圧を供給する油圧制御手段と、上記自動変速機が付設されたエンジンの回転数もしくはそれに応じた回転数を検出する第1の回転数検出手段と、上記自動変速機に備えられたトルクコンバータにおけるタービンランナーの回転数もしくはそれに応じた回転数を検出する第2の回転数検出手段と、上記第1の回転数検出手段の検出出力と上記第2の回転数検出手段の検出出力とに基づいて、上記タービンランナーの発生トルクを算出するタービントルク算出手段と、該タービントルク算出手段の算出出力に応じて、上記油圧制御手段に、上記摩擦係合要素に対する作動油圧の供給における制御特性の変更を行わせる制御特性変更手段と、を具備して構成される自動変速機の

油圧制御装置。

## 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、自動車等に備えられる自動変速機の変速動作を、油圧を利用して制御するようにされた自動変速機の油圧制御装置に関する。

(従来の技術)

自動車に備えられる自動変速機として、ポンプインペラー、タービンランナー及びステータ等から成るトルクコンバータと、このトルクコンバータのタービンランナーに接続される多段歯車式の変速機構とを組合わせて構成されたものが汎用されている。斯かる自動変速機には、通常、油圧回路部を主要構成部とする油圧制御装置が付設され、この油圧制御装置により、変速機構におけるクラッチ、ブレーキ等の油圧作動式の摩擦係合要素の係合状態の切り換えが行われ、それによって自動変速機の変速動作が行われる。

このような油圧制御装置が付設された自動変速機においては、その変速動作が行われる際には、

例えば、特開昭56-10851号公報や特公昭62-18780号公報にも示される如く、通常、エンジンにより駆動されるオイルポンプから得られる作動油圧が、レギュレータバルブにより、エンジンの吸気通路に配されたスロットルバルブの開度（スロットル開度）に応じたものに調圧されて油圧制御バルブに導かれ、その油圧制御バルブによって摩擦係合要素に供給する作動油圧が所定の制御特性に従って調圧される。その場合、例えば、油圧制御バルブの開弁期間あるいは開度等が、コントロールユニットから当該油圧制御バルブに供給される駆動パルス信号のパルス占有率に応じて変化せしめられ、それにより、斯かる作動油圧  $P_x$  が、例えば、横軸に時間  $t$  がとられてあらわされる第11図に示される如くに変化せしめられる。

第11図において、摩擦係合要素に供給される作動油圧  $P_x$  は、摩擦係合要素の係合状態が急激に切り換えられると大なる変速ショックが発生する虞があるので、変速動作を開始すべき時点  $t_1$ 、以後、摩擦係合要素が半係合状態となる所定の値

きる。

（発明が解決しようとする問題点）

ところで、自動変速機においては、それに付設されたトルクコンバータが果たすトルク増大作用に起因して、上述の如くの変速動作を行う変速機構に伝達されるトルクが、エンジンの発生トルクに必ずしも対応するものではなくなる。即ち、変速機構に伝達されるトルクは、トルクコンバータにおけるタービンランナーの発生トルク（タービントルク）に対応するものとされ、タービントルクは、エンジンの発生トルクに対して、エンジン回転数に等しいものとされるポンプインペラの回転数（ポンプ回転数）に対するタービンランナーの回転数（タービン回転数）の比であらわされる速度比に応じて変化するとされる。そのため、上述の如くに、摩擦係合要素に供給される作動油圧を、スロットル開度に応じて調圧するようにされた自動変速機の油圧制御装置にあっては、摩擦係合要素に供給される作動油圧が必ずしも変速機構に伝達されるタービントルクに対応するも

$P_1$  に達するまでは急速に増大せしめられ、値  $P_1$  に達した時点  $t_1$  以後、予め定められた一定の期間  $H_v$  が経過する時点  $t_2$  までは、値  $P_1$  のままもしくはそれから微増せしめられ、期間  $H_v$  内において、摩擦係合要素は係合状態となる。そして、時点  $t_2$  以後は、摩擦係合要素を係合状態で確実に保持すべく、作動油圧  $P_x$  がレギュレータバルブから得られるライン圧の値とされる所定の値  $P_2$  まで急速に増大せしめられる。このように摩擦係合要素に供給される作動油圧  $P_x$  が調圧されることにより、作動油圧  $P_x$  の変化が比較的小なるものとされる期間  $H_v$  において、摩擦係合要素が半係合状態から係合状態へと徐々に変化せしめられ、その期間が変速ショックを和らげる緩衝期間とされるので、然程大なる変速ショックを生じさせることなく、摩擦係合要素を係合状態に円滑に移行させることができるとともに、摩擦係合要素が係合状態とされた後においては、作動油圧  $P_x$  が、比較的高い油圧のもとで保持されるので、それに滑り等が発生することを防止することがで

てはなくなる。そして、摩擦係合要素の係合状態を切り換える作動油圧の値がタービントルクに対応する値より過小である場合には、摩擦係合要素の係合状態の切り換えが、第11図における時点  $t_1$  から時点  $t_2$  の間の期間  $H_v$  では行われず、第11図における時点  $t_2$  以後において比較的高い油圧のもとで急激に行われることになって大なる変速ショックが発生し、それがタービントルクに対応する値より過大である場合には、摩擦係合要素の係合状態の切り換えが上述の時点  $t_2$  直後において急激に行われることになって大なる変速ショックが発生する。

また、摩擦係合要素を係合状態で保持する作動油圧の値がタービントルクに対応する値より過小である場合には、摩擦係合要素に滑りが生じてそれが焼き付いてしまう虞が生じ、作動油圧の値がタービントルクに対応する値より過大である場合には、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を小さとすることができるにも関わらず、それがなされないことになって、燃費の向

上等が効果的に図られない虞がある。

しかしながら、従来においては、タービントルクを考慮して摩擦係合要素に供給する作動油圧を制御するようにされた自動変速機の油圧制御装置は見当たらない。

斯かる点に鑑み本発明は、摩擦係合要素に供給される作動油圧をタービントルクに対応させて変化させることにより、大なる変速ショックを伴うことなく、円滑な変速動作を行うことができるとともに、摩擦係合要素をその係合状態が切り換えられた後の状態で保持する作動油圧を必要最小限のものとして、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を可及的に小さくすることができるようになされた、自動変速機の油圧制御装置を提供することを目的とする。

(問題点を解決するための手段)

上述の目的を達成すべく本発明に係る自動変速機の油圧制御装置は、第1図にその基本構成が示される如く、自動変速機における変速動作を行う摩擦係合要素と、その摩擦係合要素に予め定めら

れた油圧制御手段に摩擦係合要素に対する作動油圧の供給における制御特性の変更を行わせるようにされる。

このようにされることにより、摩擦係合要素に供給される作動油圧がタービンランナーの発生トルクに応じたものとされるので、大なる変速ショックを伴うことなく円滑な変速動作が行われるとともに、摩擦係合要素をその係合状態が切り換えられた後の状態で保持するための作動油圧が必要最小限のものとされて、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷が可及的に小さくされ、燃費の向上等が図られることになる。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面を参照して説明する。

第2図は本発明に係る自動変速機の油圧制御装置の一例を、それが適用された、自動車に搭載されたエンジンとともに示す。

第2図においてエンジン5は、例えば、4つの気筒6を有し、それらの気筒6には、アクセルペ

れた制御特性に従って作動油圧を供給する油圧制御手段と、自動変速機が付設されたエンジンの回転数もしくはそれに応じた回転数を検出する第1の回転数検出手段と、自動変速機に備えられたトルクコンバータにおけるタービンランナーの回転数もしくはそれに応じた回転数を検出する第2の回転数検出手段とが備えられることに加えて、第1の回転数検出手段の検出出力と第2の回転数検出手段の検出出力とに基づいて、タービンランナーの発生トルクを算出するタービントルク算出手段と、制御特性変更手段が備えられ、制御特性変更手段が、タービントルク算出手段の算出出力に応じて、油圧制御手段に、摩擦係合要素に対する作動油圧の供給における制御特性の変更を行わせるようにされる。

(作用)

上述の如くの構成を有する本発明に係る自動変速機の油圧制御装置においては、制御特性変更手段が、タービントルク算出手段の算出出力があらわすタービンランナーの発生トルクに応じて、油

ダルに連動するスロットルバルブ11が配設された吸気通路7を通じて混合気が供給され、気筒6内に供給された混合気は、点火系の作動によって燃焼せしめられて排気通路8に排出される。また、エンジン5には、スロットル開度を検出するスロットル開度センサ51が付設されている。スロットル開度センサ51は、スロットル開度に応じた出力を発生するポテンシオメータを有するものとされ、このポテンシオメータから得られる出力が、検出信号Suとしてスロットル開度センサ51から後述されるコントロールユニット100に供給される。

エンジン5は、混合気の燃焼によって回転し、その発生トルクが、自動変速装置15を含んで構成される動力伝達路を介して図示されない自動車駆動輪に伝達される。自動変速装置15は、後述されるトルクコンバータ12と多段歯車式変速機構20とそれらの制御に用いられる作動油圧を形成する油圧回路部30とを有するものとされている。

第2図において示されるトルクコンバータ12及び多段歯車式変速機構20は、第3図に示される如くの構成とされる。

第3図において、エンジン5の出力軸とされるクランクシャフト5aには、トルクコンバータ12のポンプインペラー14が連結されるとともに、ポンプ駆動シャフト16を介してオイルポンプ50の回転軸が連結されている。トルクコンバータ12のタービンランナ18は、中空のタービンシャフト17を介して多段歯車式変速機構20に連結されるとともに、ロックアップクラッチ22を介してクランクシャフト5aに連結され、トルクコンバータ12のステータ13とトルクコンバータ12のケース21との間にはワンウェイクラッチ19が介装されており、ステータ13が、ポンプインペラー14及びタービンランナ18と同方向に回転するようになされている。

多段歯車式変速機構20は、前進4段後退1段を得るためのプラネタリギヤユニット24を備えている。プラネタリギヤユニット24は、小径サ

ンギヤ25、大径サンギヤ26、ロングビニオンギヤ27、ショートビニオンギヤ28、及び、リングギヤ29を有するものとされる。小径サンギヤ25とタービンシャフト17との間には、前進走行用のフォワードクラッチ31とコーストクラッチ33とが並設され、小径サンギヤ25とフォワードクラッチ31との間にはワンウェイクラッチ32が介装されている。大径サンギヤ26とタービンシャフト17との間には、後退走行用のリバースクラッチ35が設けられるとともに、2-4ブレーキ36が配設されている。2-4ブレーキ36は、大径サンギヤ26に連結されたブリーキドラム36aとこのブリーキドラム36aを締め付けるブレーキバンド36bとを有するものとされている。また、ロングビニオンギヤ27とタービンシャフト17との間には3-4クラッチ38が設けられ、ロングビニオンギヤ27はキャリア39及びワンウェイクラッチ41を介して変速機ケース42に連結され、キャリア39と変速機ケース42はローリバースブレーキ44により係

脱されるようになされている。そして、リングギヤ29はアウトプットシャフト45を介してアウトプットギヤ47に連結されている。

斯かる構成を有する多段歯車式変速機構20においては、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33、リバースクラッチ35、2-4ブレーキ36、3-4クラッチ38及びローリバースブレーキ44を、夫々、適宜選択作動させることにより、Pレンジ（パーキングレンジ）、Rレンジ、Nレンジ、Fレンジ（フォワードレンジ）を構成するDレンジ、2レンジ及び1レンジの各レンジと、Fレンジにおける1速～4速の変速段とを得ることができる。それら各レンジ及び変速段を得るための各クラッチ及びブレーキの作動関係と、各レンジ及び変速段が得られるときにおけるワンウェイクラッチ32及び41の作動状態とを表1に示す。なお、各クラッチ及びブレーキのうち、2-4ブレーキ36は、供給側と排出側の2つの油室を有し、供給側の油室に作動油圧が供給されるとともに、排出側の油室から作動油圧が排

除されたときのみ締結状態をとり、他の作動油圧供給状態では解放状態をとるものとされ、2-4ブレーキ36以外の各クラッチ及びブレーキは、夫々、1つの油室のみを有し、その油室に作動油圧が供給されたとき締結状態をとり、その油室から作動油圧が排除されたとき解放状態をとるものとされる。

表1

レンジ	変速段	ク ラ ッ チ				ブ レ キ		ワンウェイクラッチ	
		31	33	38	35	36	44	32	41
P	—								
R	—				○		○		
N	—								
D	1速	○						○	○
	2速	○	○			○		○	
	3速	○	○	○				○	

	4速	○		○		○		△	
2	1速	○						○	○
	2速	○	○			○		○	
	3速	○	○	○				○	
1	1速	○	○				○	○	
	2速	○	○			○		○	

(○は締結状態をあらわし、△は作動はしているが、動力伝達には関わりないことをあらわす。)

表1に示される如くの作動関係をもって、各クラッチ及びブレーキを作動させる作動油圧は、コントロールユニット100の制御を受ける油圧回路部30において形成される。

コントロールユニット100には、第2図に示される如く、前述のスロットル開度センサ51から得られる検出信号S<sub>u</sub>の他に、タービンランナ18の回転数(タービン回転数)を検出するタービン回転数センサ52から得られる検出信号S<sub>t</sub>、

6に供給するようにされる。それにより、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33、リバースクラッチ35、2-4ブレーキ36、3-4クラッチ38及びローリバースブレーキ44が、表1に示される如くに、選択的に締結状態もしくは解放状態にされ、所望の変速レンジ及び変速段が得られる。

コントロールユニット100の制御を受ける油圧回路部30の具体構成は、例えば、第4図に示される如くのもものとされる。第4図は、油圧回路部30のうちの、主として3-4クラッチ38に供給される作動油圧の制御に関与する部分が概略的に示されている。第4図において、エンジン5により駆動されるオイルポンプ50から得られる作動油圧は、油路91及び92を通じてレギュレータバルブ80に導かれ、レギュレータバルブ80により後述される如くにタービントルクに応じて調圧された後、油路93、マニュアルバルブ81、油路94、2-3シフトバルブ82、油路95、3-4クラッチコントロールバルブ83及び油路96を介して3-4クラッチ38に供給され

エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ54から得られる検出信号S<sub>n</sub>、車速を検出する車速センサ53から得られる検出信号S<sub>v</sub>及びシフトポジションセンサ55から得られるシフトレバー56のレンジ位置に応じた検出信号S<sub>s</sub>が供給されるとともに、図示されない油温センサから得られる作動油圧を生じさせる作動油の温度等の自動変速装置15の制御に必要な、他の検出信号S<sub>x</sub>も供給される。

コントロールユニット100は、これら各検出信号に基づいて駆動パルス信号C<sub>a</sub>、C<sub>b</sub>、C<sub>c</sub>及びC<sub>d</sub>を形成し、それらを油圧回路部30に内蔵された、上述の各種のクラッチ及びブレーキに供給される作動油圧を調圧する複数の油圧バルブの動作状態を変化させる4つのデューティソレノイドバルブ61、62、63及び64に夫々供給するとともに、開閉駆動信号C<sub>e</sub>及びC<sub>f</sub>を形成して、それらを油圧回路部30に内蔵された変速制御を行うための1-2シフトバルブ及び2-3シフトバルブの動作状態を切り換える1-2ソレノイドバルブ65及び2-3ソレノイドバルブ6

とともに、油路97を通じてレデューシングバルブ85に導かれ、このレデューシングバルブ85により所定の圧力に減圧された後、油路98及び101を通じてレギュレータバルブ80に、また、油路98及び99を通じて3-4クラッチコントロールバルブ83にパイロット圧として供給される。レギュレータバルブ80及び3-4クラッチコントロールバルブ83に供給されるパイロット圧は、駆動パルス信号C<sub>d</sub>及びC<sub>b</sub>のパルス占有率に応じて開閉駆動するデューティソレノイドバルブ64及び62により調圧され、それによって、レギュレータバルブ80からマニュアルバルブ81に供給される作動油圧、及び、3-4クラッチコントロールバルブ83から3-4クラッチ38に供給される作動油圧が、夫々、変化せしめられる。また、2-3シフトバルブ82には、油路94から分岐する油路103を介してパイロット圧が供給されるようになされており、そのパイロット圧により2-3シフトバルブ82の動作状態が切り換えられる。2-3シフトバルブ82に対するパイロット圧の供給及び停止は、開閉駆

効信号C1が供給される2-3ソレノイドバルブ66により制御される。

上述の例におけるレギュレータバルブ80としては、第5図に詳細に示される如くのものを用いられている。第5図に示されるレギュレータバルブ80は、スプール105と、スリーブ106と、このスリーブ106内を摺動するスプール107と、スプール105とスリーブ106との間に介在せしめられたスプリング108とを有し、オイルポンプ50からの作動油圧が油路91及び92を介して供給されるポートaと、油路101を介してデューティソレノイドバルブ64により調圧されたパイロット圧が供給されるポートbと、油路93が接続されたポートcと、3つのドレーンポートd、e及びfと、オイルポンプ50からの作動油圧が油路91及び91aを介して供給されるポートgと、マニュアルバルブ81がRレンジ位置をとるとき、マニュアルバルブ81から油路102を介して作動油圧が供給されるポートhが設けられている。

斯かる構成を有するレギュレータバルブ80に

給すべく、まず、トルクコンバータ12のトルク伝達特性に基づいてトルクコンバータ12におけるタービントルクを算出する。

トルクコンバータ12のトルク伝達特性は、横軸にポンプ回転数に対応するエンジン回転数 $N_e$ に対するタービン回転数 $N_t$ の比( $N_t/N_e$ )であらわされる速度比 $E$ がとられ、縦軸にエンジン5の発生トルクに対応するポンプトルク $T_p$ に対するタービントルク $T_t$ の比( $T_t/T_p$ )であらわされるトルク比 $T$ がとられた第6図に示される如くの特性格線上においては、トルク比 $T$ が曲線qで示される如く、速度比 $E$ が零のとき、従って、タービンランナ18が停止している状態のとき最大値をとり、速度比 $E$ が増大するに従ってその値が低下するものとなる。さらに、速度比 $E$ が、例えば、0.8~0.9程度となるとき1となる状態となる。トルク比 $T$ が1となった後には、速度比 $E$ がさらに増大してもステータ13が空転して、トルクコンバータ12が流体継手として機能する状態となり、トルク比 $T$ はその値が略1に維持されることになる。

おいては、油路101を通じてポートbに供給されるパイロット圧が低下すると、スプール107が図で示される位置から左方へ移動し、それに伴ってスプール105も左方へ移動して、ポートaとポートbとが連通状態となり、オイルポンプ50から油路91及び92を通じてポートaに供給された作動油圧の一部がポートdを介してリザーバに排出される。そのため、ポートc及び油路93を介して3-4クラッチ38等の各クラッチ及びブレーキに供給される作動油圧が低下する。各クラッチ及びブレーキに供給される作動油圧が低下すると、エンジンに課せられるオイルポンプ50の駆動に伴われる負荷が減少する。従って、燃費の向上を図るためには、各クラッチ及びブレーキを締結状態あるいは解放状態で保持するための作動油圧を、それらに不所望な滑りを生じさせない範囲内で可及的に小さくすることが望まれる。

そのため、本例においては、各クラッチ及びブレーキに、それらを締結状態もしくは解放状態で滑りを生じさせることなく保持することができ、しかも、必要最小限のものとされた作動油圧を供

また、横軸に速度比 $E$ がとられ、縦軸にトルクコンバータ12の入力トルク、従って、エンジン5の発生トルクをポンプ回転数 $N_t$ に対応するエンジン回転数 $N_e$ の二乗で除した値とされる容量 $K$ がとられた第6図に示される如くの特性格線上においては、容量 $K$ が、曲線rで示される如く、速度比 $E$ が0.3~0.6となるとき最大値をとり、速度比 $E$ が0.6より大となるとき低下し、速度比 $E$ が約1となった後には零となる。

上述の如くのトルクコンバータ12におけるトルク伝達特性に基づき、コントロールユニット100は、タービントルク $T_t$ を、式： $T_t = K \times T_x \times (N_x / 1000)^2$  (但し、 $K_x$ 、 $T_x$ 及び $N_x$ は、夫々、速度比 $E$ が値 $E_x$ をとるときにおけるトルク容量 $K$ 、トルク比 $T$ 及びエンジン回転数 $N_e$ の値である。)を用いて算出する。

このようにして、タービントルク $T_t$ を算出した後、コントロールユニット100は、タービントルク $T_t$ に、要求される変速レンジ及び変速段を達成するために締結状態もしくは解放状態とされる1つもしくは複数のクラッチ及びブレーキの

仕様やそのときの変速比等が勘定されて設定される補正係数 $\alpha$ を乗じて、各クラッチ及びブレーキを締結状態もしくは解放状態で保持するために必要とされる最小の作動油圧を算出する。その場合、例えば、Dレンジにおける2速状態では、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33及び2-4ブレーキ36を締結状態で保持すべく、それらの仕様やそのときの変速比等に応じた補正係数 $\alpha$ が設定され、また、3速状態では、フォワードクラッチ31、コーストクラッチ33及び3-4クラッチ38を締結状態で保持するとともに2-4ブレーキ36を解放状態で保持すべく、それらの仕様やそのときの速度比 $B$ 等に応じた補正係数 $\alpha$ が設定されるが、各クラッチ及びブレーキの締結状態もしくは解放状態を保持するために必要とされる最小の作動油圧は、タービントルク $T_t$ が大なる程大とされる。

そのため、コントロールユニット100は、タービントルク $T_t$ が大であるときには、それが小であるときに比してデューティソレノイドバルブ64に供給する駆動パルス信号C dのパルス占有

率を小として、デューティソレノイドバルブ64の開弁期間を小とし、レギュレータバルブ80に供給されるパイロット圧を大としてレギュレータバルブ80から得られる作動油圧を増大させる制御を行う。なお、駆動パルス信号C dのパルス占有率DPとレギュレータバルブ80から得られる作動油圧PLとの関係は、例えば、第7図において実線で示される如くのものでされ、駆動パルス信号C dのパルス占有率DP dの値が大である程作動油圧PLの値になるものとされる。

順から制御が行われるレギュレータバルブ80においては、次のような問題が発生する虞がある。即ち、エンジン回転数 $N_e$ が高くなる程オイルポンプ50の吐出量が増大し、スプール105を、第5図において図の右方へ押動する力（フローフォース）が大となり、ポートdを通じてリザーバに排出される作動油圧の量が増加して、レギュレータバルブ80のポートから得られる作動油圧がタービントルク $T_t$ に応じたものでなくなる虞が生じる。そのため、本例では、コントロールユニット100が、駆動パルス信号C dのパルス占有

率DPをタービントルク $T_t$ に応じたものにするだけでなく、順からパルス占有率DPを、エンジン回転数 $N_e$ が高くなる程大なる補正値をもって低下させる補正を行うようにされる。

一方、コントロールユニット100は、クラッチ及びブレーキの係合状態を切り換えて変速制御を行うにあたって、それらに供給される作動油圧をタービントルク $T_t$ に応じて変化させるようになされる。

以下、自動変速機15における変速レンジがDレンジにあるときにおける、2速から3速への切換え（以下、2-3シフトアップという）制御を例にとりて、コントロールユニット100による変速制御を具体的に説明する。

シフトレバー56がDレンジ位置に操作されると、マニュアルバルブ81を介して油路93と油路94とが連通状態となり、2-3シフトバルブ82にレギュレータバルブ80によって調圧された作動油圧が供給される。

コントロールユニット100は、内蔵するメモリにマップ化されて記憶されているシフトパター

ンと、検出信号 $S_u$ もしくは検出信号 $S_x$ があらわすエンジン負荷及び検出信号 $S_v$ があらわす車速とを照合して、2-3シフトアップを行うべきか否かの判断を行い、2-3シフトアップを行うべきと判断された場合には、例えば、デューティソレノイドバルブ61の駆動制御を所定の態様で行い、2-4ブレーキ36の排出側の油室に供給される作動油圧を増大することにより、2-4ブレーキ36を締結状態から解放状態にするとともに、2-3ソレノイドバルブ66への開閉駆動信号C fの供給を停止し、2-3ソレノイドバルブ66の開弁期間を最小にして、2-3シフトバルブ82の動作状態を2速から3速のものに移行させるとともに、デューティソレノイドバルブ62に供給する駆動パルス信号C bのパルス占有率を後述の如くにタービントルクに応じて変化させ、3-4クラッチコントロールバルブ83に供給されるパイロット圧を増大させる。それにより、油路94、95及び96が2-3シフトバルブ82及び3-4クラッチコントロールバルブ83を介して連通状態となり、3-4クラッチ38に、3



二、4. クラッチコントロールバルブ83によって調圧された作動油圧が供給される。

斯かる際、コントロールユニット100は、3-4クラッチ38に供給される作動油圧を2-3シフトアップ開始時点におけるタービントルク $T_t$ に応じて変化させる制御を行う。即ち、コントロールユニット100は、タービントルク $T_t$ が大である程大なる目標作動油圧を設定し、この目標作動油圧に応じたパルス占有率を有する駆動パルス信号 $C_b$ を形成して、それをデューティソレノイドバルブ62に供給する。それにより、3-4クラッチ38に供給される作動油圧 $P_{x'}$ は、例えば、第8図において実線で示される如くに、タービントルク $T_t$ が比較的小なるものとされる値 $T_t$ をとるときには2-3シフトアップ開始時点 $t_1$ においては零とされ、時点 $t_1$ から所定の期間 $H_u$ が経過する時点 $t_2$ においては値 $P_a$ とされ、時点 $t_2$ から所定の期間 $H_v$ において3-4クラッチ38が解放状態から締結状態とされる。そして、時点 $t_2$ から若干後においては、3-4クラッチコントロールバルブ83が全開状

態とされるので、3-4クラッチ38には、前述の如くにレギュレータバルブ80により調圧されて得られるタービントルク $T_t$ に応じた作動油圧 $P_L$ が供給されて、3-4クラッチ38が、例えば、値 $P_c$ の作動油圧のもとで締結状態で保持される。

それに対し、タービントルク $T_t$ が比較的大なるものとされる値 $T_t$ をとるときには、3-4クラッチ38に供給される作動油圧 $P_{x'}$ は、第8図において破線で示される如くに、時点 $t_1$ においては零とされ、時点 $t_2$ においては値 $P_a$ より大なる値 $P_b$ とされ、期間 $H_v$ において3-4クラッチ38が解放状態から締結状態とされる。そして、時点 $t_2$ においては値 $P_b$ より若干大なる値とされ、時点 $t_2$ から若干後においては、レギュレータバルブ80により調圧されて得られるタービントルク $T_t$ に応じた値 $P_b$ とされて、3-4クラッチ38が締結状態で保持される。

このように3-4クラッチ38に供給される作動油圧 $P_{x'}$ が、タービントルク $T_t$ に応じて変化せしめられることにより、3-4クラッチ38

が、それに供給される作動油圧 $P_{x'}$ の変化が比較的小なるものとされる期間 $H_v$ において解放状態から締結状態に移行せしめられるので、大なる変速ショックを伴うことなく、3-4クラッチ38の変速動作を行うことができ、また、変速動作終了後においては、レギュレータバルブ80により調圧されて得られる、滑りが生じることのない必要最小限の作動油圧をもって3-4クラッチ38が締結状態に保持されるので、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を可及的に小さとすることができ、その結果、燃費の向上等が図られることになる。

上述の如くの制御を行うコントロールユニット100は、例えば、マイクロコンピュータが用いられて構成されるが、斯かる場合において、マイクロコンピュータが実行するデューティソレノイドバルブ64及び62の動作制御のためのプログラムの一例を第9図及び第10図のフローチャートを参照して説明する。

第9図のフローチャートで示されるプログラムにおいては、スタート後、プロセス201におい

て検出信号 $S_t$ 、 $S_s$ 及び $S_n$ を取り込み、続くディンジョン202において、検出信号 $S_s$ に基づいてシフトレバー56がDレンジ、1レンジ及び2レンジで構成されるPレンジ位置にあるかを判断し、Pレンジ位置にないと判断された場合には元に戻り、Pレンジ位置にあると判断された場合には、プロセス203に進む。

プロセス203においては、検出信号 $S_t$ があらわすタービン回転数 $N_t$ 及び検出信号 $S_n$ があらわすエンジン回転数 $N_e$ に基づいて、タービントルク $T_t$ を、前述の式、 $T_t = K_x \times T_y \times (N_x / 1000)^2$ を用いて算出し、プロセス204において、プロセス203で算出されたタービントルク $T_t$ に、締結もしくは解放状態にされるべきもしくは複数のクラッチ及びブレーキの仕様やそのときの変速比等が助算されて設定される補正値 $\alpha$ を乗じて、クラッチ及びブレーキに滑りを生じさせることなく、それらを締結状態もしくは解放状態で保持するために必要とされる最小の作動油圧 $T P_{\alpha}$ を算出する。次に、プロセス205において、プロセス204で算出された最小の作

動油圧 $TP\alpha$ を、検出信号 $Sn$ があらわすエンジン回転数 $N_e$ に応じて設定される補正值 $\theta$ を用いて補正し、補正作動油圧 $TP\alpha'$ を算出する。そして、続くプロセス206において、プロセス205で算出された補正作動油圧 $TP\alpha'$ に応じたパルス占有率を有する駆動パルス信号 $Cd$ を形成して、それをデューティソレノイドバルブ64に供給して元に戻る。

また、第10図のフローチャートで示されるプログラムにおいては、スタート後、プロセス211において検出信号 $Su$ 、 $Sl$ 、 $Ss$ 、 $Sn$ 、 $Sv$ 及び $Sx$ を取り込み、続くディシジョン212においては、検出信号 $Su$ 及び $Sv$ に基づいて2-3シフトアップを行うべき条件が成立しているか否かを判断し、2-3シフトアップを行うべき条件が成立していないと判断された場合には元に戻り、2-3シフトアップを行うべき条件が成立していると判断された場合には、プロセス213においてタービントルク $Tt$ を前述と同様にして算出し、プロセス214においてタービントルク $Tt$ に応じた目標作動油圧 $TPx$ を設定してプロ

セス215に進む。プロセス215においては、目標作動油圧 $TPx$ に応じたパルス占有率を有する駆動パルス信号 $Cb$ を形成して、それをデューティソレノイドバルブ62に供給して元に戻る。

(発明の効果)

以上の説明から明らかな如く、本発明に係る自動変速機の油圧制御装置は、摩擦係合要素に供給される作動油圧をタービンランナーの発生トルクに応じて変化させるようになされるので、大なる変速ショックを伴うことなく適正な変速動作を行うことができる。また、本発明に係る自動変速機の油圧制御装置によれば、摩擦係合要素をその係合状態が切り換えられた後の状態で保持する作動油圧を必要最小限のものにすることが可能となり、その結果、エンジンに課せられるオイルポンプの駆動に伴われる負荷を可及的に小さくすることができて、燃費の向上を図ることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明に係る自動変速機の油圧制御装置を特許請求の範囲に対応して示す基本構成図、第2図は本発明に係る自動変速機の油圧制御装置

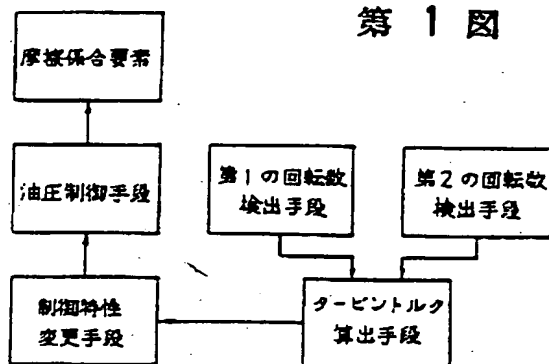
の一例をエンジンとともに示す概略構成図、第3図は第2図に示される例が適用された自動変速機的主要部を模式的に示す図、第4図は第2図に示される例の油圧回路部の一部を示す図、第5図は第2図に示される油圧回路部の主要部を示す図、第6図及び第7図は、夫々、第2図に示される例の動作説明に供される特性図、第8図は第2図に示される例の動作説明に供されるタイムチャート、第9図及び第10図は第2図に示される例のコントロールユニットにマイクロコンピュータが用いられた場合における、所かるマイクロコンピュータが実行するプログラムの一例を示すフローチャート、第11図は従来の自動変速機の油圧制御装置の動作説明に供されるタイムチャートである。

図中、12はトルクコンバータ、15は自動変速機、18はタービンランナ、20は多段歯車式変速機構、36は2-4ブレーキ、38は3-4クラッチ、52はタービン回転数センサ、54はエンジン回転数センサ、62はデューティソレノイドバルブ、66は2-3ソレノイドバルブ、82は2-3シフトバルブ、83は3-4クラッチ

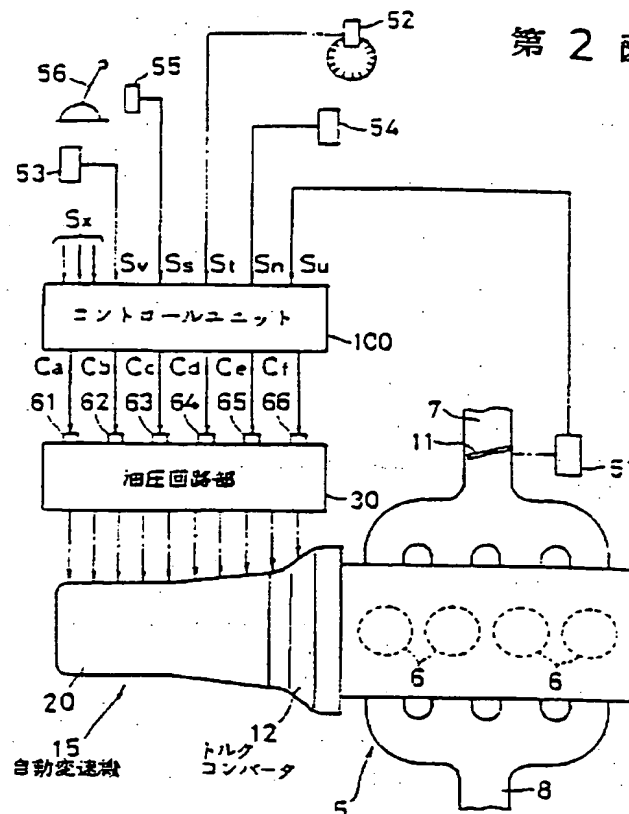
コントロールバルブ、100はコントロールユニットである。

特許出願人 マツダ株式会社  
代理人 弁理士 神 原 貞 昭

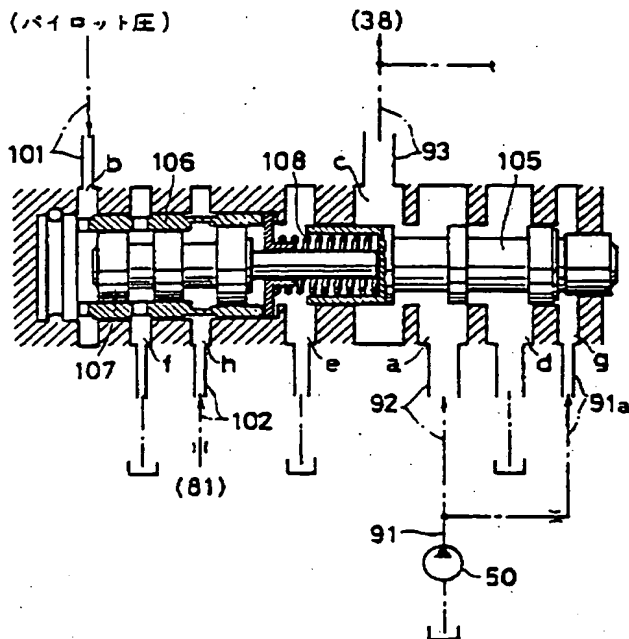
第 1 図



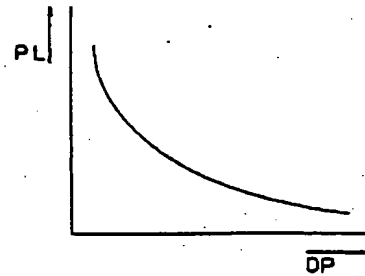
第 2 図



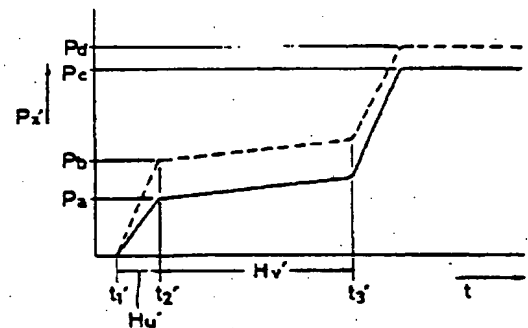
第 5 図



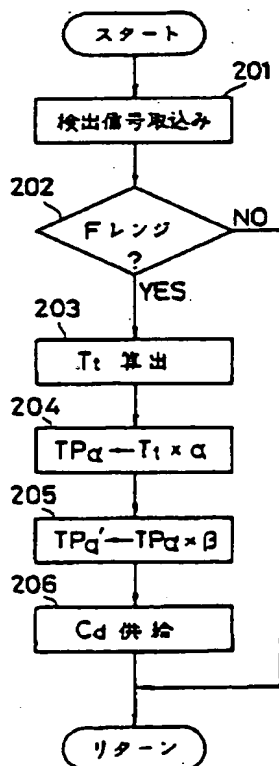
第 7 図



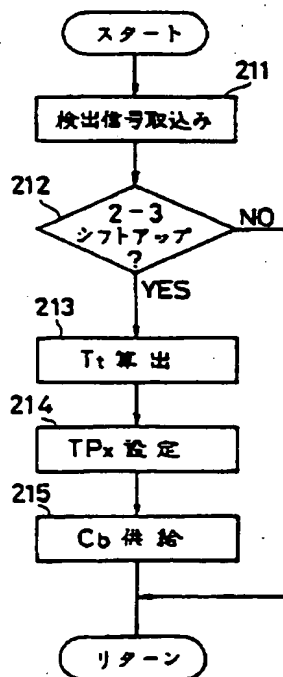
第 8 図



第 9 図



第10図



手 続 補 正 書

昭和 63 年 10 月 13 日

特許庁長官 吉田 文 毅 殿  
(特許庁審判長 殿)

1. 事 件 の 表 示

昭和 62 年特許願第 214393 号

2. 発 明 の 名 称

自動変速機の油圧制御装置

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 広島県安芸郡府中町新地 J 番ノ号

名 称 (J/J) マンダ株式会社

代表者 古田 徳 昌

4. 代 理 人 〒150

住 所 東京都渋谷区渋谷1丁目8番6号(富益坂STビル)

電話 東京 (03) 498-3666

氏 名 (8390) 弁護士 神原 貞 昭

5. 補正命令の日付 自 発 昭和 年 月 日

6. 補正により増加する発明の数 な し

7. 補 正 の 対 象

明細書の発明の詳細な説明の欄、及び、図面

8. 補 正 の 内 容

特許庁

6310.14

出願第二稿

五時

- (1) 明細書中、第18頁1～3行「リデュースバルブ85に・・により」とあるを「リデュースバルブ85に導かれ、このリデュースバルブ85により」に訂正する。
- (2) 同、第24頁9～10行「パルス占有率DPd・・・される。」とあるを「パルス占有率DPの値が大である程作動油圧PLの値が小なるものとされる。」に訂正する。
- (3) 図面中、第4図を別紙の通り補正する。

以 上

第 4 図

